

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-326548

(43)公開日 平成8年(1996)12月10日

(51)Int.Cl. <sup>6</sup>	識別記号	庁内整理番号	FI	技術表示箇所
F02B 29/08			F02B 29/08	C
	29/04		29/04	T
	43/00		43/00	Z
F02D 13/02			F02D 13/02	G

審査請求 未請求 請求項の数4 OL (全6頁)

(21)出願番号 特願平7-137789

(22)出願日 平成7年(1995)6月5日

特許法第30条第1項適用申請有り 1995年4月20日 社  
団法人自動車技術会発行の「學術講演会前刷集No.  
951」に発表

(71)出願人 000220262

東京瓦斯株式会社

東京都港区海岸1丁目5番20号

(72)発明者 下形 智史

神奈川県川崎市高津区梶ヶ谷2-11-2

東京ガス寮

(72)発明者 岡本 和久

東京都豊島区西果嶋1-28-3-304

(72)発明者 張 福 ▲榮▼

神奈川県川崎市幸区南幸町2-43 フレス  
コ川崎302

(72)発明者 庄司 不二雄

千葉県流山市加573

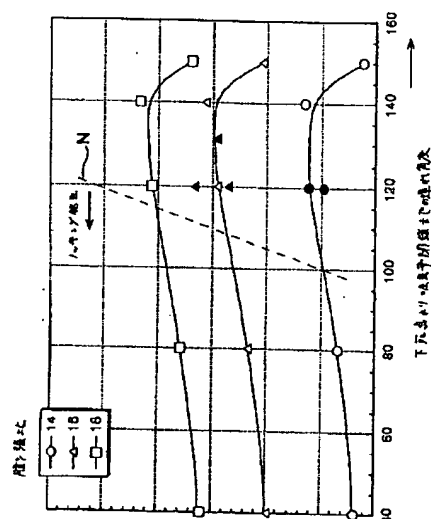
(74)代理人 弁理士 高橋 敏忠 (外1名)

(54)【発明の名称】 遅閉じミラーサイクルエンジン

(57)【要約】

【目的】 遅閉じミラーサイクルガスエンジンの効率を  
向上させる。

【構成】 吸気弁(15)の開鎖時期が下死点后70°  
から150°で且つ膨張比が12から20の範囲内、好  
ましくは、遅れ角度が70°-140°で膨張比が12  
-16か、遅れ角度が100°-150°で膨張比が1  
4-18か、或いは、遅れ角度が110°-150°で  
膨張比が16-20、に設定される。



\* 4 8

#### 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンと、該ピストンが内壁を摺動するシリンダと、該シリンダの上部に位置し且つ吸気ポート及び排気ポートを有するシリンダヘッドと、前記吸気ポート及び排気ポートの開口部をそれぞれ開閉する吸気弁及び排気弁とを設け、該吸気弁は下死点を経過してから所定の角度だけクランクが回転した後に吸気ポートを閉鎖する遅閉ミラーサイクルエンジンにおいて、吸気弁閉時期が下死点後 $70^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $12$ から $20$ の範囲内であることを特徴とする遅閉ミラーサイクルエンジン。

【請求項2】 エンジンはガスエンジンであり、吸気弁閉時期が下死点後 $70^{\circ}$ から $140^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $12$ から $16$ の範囲内である請求項1の遅閉ミラーサイクルエンジン。

【請求項3】 エンジンはガスエンジンであり、吸気弁閉時期が下死点後 $100^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $14$ から $18$ の範囲内である請求項1の遅閉ミラーサイクルエンジン。

【請求項4】 エンジンはガスエンジンであり、吸気弁閉時期が下死点後 $110^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $16$ から $20$ の範囲内である請求項1の遅閉ミラーサイクルエンジン。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、ピストンと、該ピストンが内壁を摺動するシリンダと、該シリンダの上部に位置し且つ吸気ポート及び排気ポートを有するシリンダヘッドと、前記吸気ポート及び排気ポートの開口部をそれぞれ開閉する吸気弁及び排気弁とを設け、該吸気弁は下死点を経過してから所定の角度だけクランクが回転した後に吸気ポートを閉鎖する遅閉ミラーサイクルエンジンに関する。

##### 【0002】

【従来の技術】内燃機関における熱効率の改善方法として、燃焼ガスの持つエネルギーを十分に膨張させて取り出すミラーサイクルエンジンが知られている。そしてこのミラーサイクルエンジンには吸気早閉じ方式と、吸気遅閉じ方式がある。

【0003】吸気早閉じ方式は、図5（バルブリフト特性図）のb線で示す様に、a線で示す通常の吸気弁のバルブリフト特性に比較してバルブリフトの最大値は同じであるが、吸気弁を直接早く閉じるような特性となっている。しかし、その様な特性とした結果、吸気弁の着座の速度、加速度が大きくなり、弁本体の強度や、弁座の強度に問題が生ずる。ここで、吸気弁の着座の速度、加速度を等しくするためには、同図中c線のようにバルブリフトを減少すれば良いが、バルブリフトを減少すれば吸気効率が低下してしまう。

【0004】これを避けるために、図6に示す様に、吸

気ポート17に至る吸気管2の途中に開閉手段、例えばエンジン回転と同調して開閉するロータリバルブ6（ロータリバルブのバルブリフト特性は図5のd線で示す）や図示しないリード等、を介装する手法がとられる。

【0005】しかしながら、図6から明らかな様に、吸気弁15とロータリバルブ6との間にむだ容積（ $D/V$ ）が存在してしまうことにより、ロータリバルブを閉じた後も「むだ容積」（ $D/V$ ）分の混合気が吸入されてしまうという問題がある。また、吸気タイミングや吸気管形状等について複雑な機構が必要となるため、コストの増加、耐久性の不安等も存在する。

【0006】ここで、吸気早閉じ方式においては、図7の指圧線図の線ABに示す様に吸気行程を途中で止め、図6に戻り、更にそこからピストン13が下降するとシリンダ11内部の気体が膨張し、温度降下が起きる所謂内部冷却サイクルが含まれるメリットを持つ一方、ロータリバルブ等は吸気抵抗になり圧力損失が生じるため、より高い吸気圧力を必要とする。

【0007】これに対して、吸気遅閉じ方式を採用した場合のバルブリフト特性を図8の特性曲線eで示す。そして吸気遅閉じ方式の場合、ピストンが下死点から上昇に移っても、吸気バルブを開けたままであり、一旦シリンダ内に流入した吸気は吸気ポート側に押し戻される（吹き返し）。その後然るべきピストン位置で吸気バルブを閉じれば、そこから実際の圧縮行程となる。

【0008】ここで、遅閉ミラーサイクルエンジンは吸気カムの交換のみで実現可能であり、上述した早閉じ方式の様にロータリバルブ等を設ける必要が無い。そのため、低コストで耐久性、信頼性にも優れる。また、図8のハッチングを付した領域の面積分だけバルブ流通面積を稼げるため、吸気効率が向上し、吸気圧力を低くすることが出来る。そして、吸気圧力を高くすることが無いのに起因して、エンジンの効率低下を防止することが出来る。

【0009】なお、従来の遅閉ミラーサイクルエンジンにおいては、吸気弁が閉鎖する時期は下死点後 $40^{\circ}$ から $70^{\circ}$ の範囲である。

##### 【0010】

【発明が解決しようとする課題】この様に、遅閉ミラーサイクルエンジンは、吸気早閉じ方式を採用した場合における欠点を解消することが出来る。しかし、遅閉ミラーサイクルエンジンの効率を更に向上させたい、という要請が存在する。そして本発明は、その様な要請に鑑みて提案されたものである。

##### 【0011】

【課題を解決するための手段】発明者は種々研究及び検討の結果、遅閉ミラーサイクルエンジンにおいて、吸気弁が閉鎖する時期を下死点後 $40^{\circ}$ から $70^{\circ}$ の範囲に限定する必要は無い旨を見出した。

【0012】その様な知見に基づいて提案された本発明

のミラーサイクルエンジンは、ピストンと、該ピストンが内壁を摺動するシリンダと、該シリンダの上部に位置し且つ吸気ポート及び排気ポートを有するシリンダヘッドと、前記吸気ポート及び排気ポートの開口部をそれぞれ開閉する吸気弁及び排気弁とを設け、該吸気弁は下死点を経過してから所定の角度だけクランクが回転した後に吸気ポートを開鎖する遅閉ミラーサイクルエンジンにおいて、吸気弁閉時期が下死点後 $70^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $12$ から $20$ の範囲内であることを特徴としている。

【0013】ここで本発明は、ガスエンジン（理論空燃比で燃焼するガスエンジン、希薄燃焼タイプのガスエンジンの双方を含む）、ディーゼルエンジン、ガソリンエンジン等、ミラーサイクルが実施できるエンジンであれば、全て適用可能である。

【0014】本発明において、エンジンがガスエンジンである場合には、吸気弁閉時期が下死点後 $70^{\circ}$ から $140^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $12$ から $16$ の範囲内であるのが好ましい。ここで、ガスエンジンは理論空燃比で燃焼するガスエンジンであっても、希薄燃焼タイプのガスエンジンであっても良い。

【0015】同様に、エンジンがガスエンジン（理論空燃比で燃焼するガスエンジン、希薄燃焼タイプのガスエンジンの双方を含む）である場合には、吸気弁閉時期が下死点後 $100^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $14$ から $18$ の範囲内であるのが好ましい。

【0016】さらに、エンジンがガスエンジン（理論空燃比で燃焼するガスエンジン、希薄燃焼タイプのガスエンジンの双方を含む）である場合には、吸気弁閉時期が下死点後 $110^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内であり、膨張比が $16$ から $20$ の範囲内であるのも好ましい。

【0017】本発明の実施に際して、遅閉ミラーサイクルエンジンの吸気マニホールドと、シリンダヘッドの各々の吸気ポートとの結合部に、該エンジンのシリンダ内から吹き返された混合気を冷却するため、吹き返し吸気冷却手段を設けるのが好ましい。

【0018】

【作用】上述した様な構成を具備する本発明のミラーサイクルエンジンによれば、吸気弁閉時期が下死点後 $70^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内、従来の遅閉方式を採用した場合の吸気弁閉時期が下死点後 $40^{\circ}$ から $70^{\circ}$ であるのと比較して、その遅れ角度が極めて大きい。それに伴い、膨張比を $12$ から $20$ の範囲内に設定しており、この膨張比も従来の遅閉方式の場合に比較して高い数値となっている。

【0019】ここで、本発明では上述した通り遅れ角度が極めて大きいので、膨張比が大きくなっても圧縮比はそれ程高い数値とはならない。従って、圧縮比をノッキングを起こさない範囲に押さえつつ、膨張比を大きくして効率改善することが可能となるのである。

【0020】また、種々の実験及びシミュレーションの結果、従来の遅閉方式（遅れ角度が $40^{\circ}$ ～ $70^{\circ}$ ）のものに比較して、本発明（遅れ角度が $70^{\circ}$ ～ $150^{\circ}$ ）で膨張比が $12$ ～ $20$ 、好ましくは、遅れ角度が $70^{\circ}$ ～ $140^{\circ}$ で膨張比が $12$ ～ $16$ 、遅れ角度が $100^{\circ}$ ～ $150^{\circ}$ で膨張比が $14$ ～ $18$ 、遅れ角度が $110^{\circ}$ ～ $150^{\circ}$ で膨張比が $16$ ～ $20$ ）によれば、効率が向上することが分かった。

【0021】なお、ガスエンジンのシリンダ内から吹き返された混合気を冷却するため、吹き返し吸気冷却手段を設ければ、吹き返し吸気が冷却され、次の吸気行程には充填効率の高い冷えた吸気が得られるので、運転効率が更に向上する。

【0022】ここで、吸気弁の遅れ角度を $70^{\circ}$ 以上としたのは、それ以下であるとノッキング発生の恐れがあり、且つ、従来の遅閉方式と差異が無くなってしまからである。一方、遅れ角度が $150^{\circ}$ 以下であるのは、 $150^{\circ}$ を越えると熱損失が急激に増えることがシミュレーションにより確かめられていることと、この角度が余りにも大きくなると（例えば $180^{\circ}$ 以上）エンジンの作動が不可能となる。

【0023】

【実施例】以下、図1乃至図4に基づいて、本発明の実施例について説明する。なお、図示の実施例では、理論空燃比で燃焼するガスエンジンについて説明する。図1において、エンジン1において、内壁をコネクティングロッド14で連結されたピストン13が摺動するシリンダ11と、該シリンダ11の上部に位置し吸気ポート17と排気ポート18を有するシリンダヘッド12と、前記吸気ポート17と前記排気ポート18の開口部を開閉する吸気弁15及び排気弁16が設けられている。そして、図示しない空気取り入れ口から前記シリンダヘッドの吸気ポート17に至る吸気系統には吸気管2が設けられ、吸気管2には、ターボチャージャ4、インタクーラ3が介装されている。なお、図1において符号5で示す様に、吹き返し吸気冷却手段である吹き返し吸気冷却用クーラ5を介装することが好ましい。但し、図2以下の実施例では、吹き返し吸気冷却用クーラ5は介装されていない。

【0024】図1では明確には図示されていないが、エンジン1の排気系（図示せず）には図示しない三元触媒が介装されている。そして、エンジン1に供給される混合気における空気比が $1.0$ 前後となる様に、図示しない制御系で運転されている。換言すれば、エンジン1の制御系は、空気比が $1.0$ となる様に制御目標値が設定されている。これに加えて、吸気弁15の閉鎖時期は、下死点後 $70^{\circ}$ から $150^{\circ}$ の範囲内に設定されており、膨張比が $12$ から $20$ の範囲内（例えば、遅れ角度が $70^{\circ}$ ～ $140^{\circ}$ で膨張比が $12$ ～ $16$ か、遅れ角度が $100^{\circ}$ ～ $150^{\circ}$ で膨張比が $14$ ～ $18$ か、或い

は、遅れ角度が $110^{\circ} - 150^{\circ}$ で膨張比が $16 - 20$ に設定されている。但し、吸気弁 $15$ の開閉時期（遅れ角度）と膨張比との関係は個々のエンジン毎に相違する。そして、図示の実施例における遅れ角度と膨張比は、上記範囲から適宜選択された組み合わせとなる。

【0025】図2は、図1の実施例における遅れ角度と効率との関係を示しており、シミュレーション及び実験結果から導かれた特性図である。なお、図2において、塗り潰されたプロットは実験結果を示している。この図2から明らかな様に、 $100^{\circ} - 150^{\circ}$ の範囲で効率の極大値（最大値）を得ることが出来た。

【0026】この場合、従来では考えられなかった膨張比 $18$ （四角形のプロットの特性曲線）では非常に高い効率を得ることが出来る。そして、膨張比 $16$ の特性曲線（三角形のプロット）、膨張比 $14$ の特性曲線（円形のプロット）と比較すれば明らかな様に、膨張比を高くする程、効率は向上している。

【0027】なお、図3において点線で示す直線Nはノッキング発生臨界線であり、該直線よりも遅れ角度が小さい側（図3では左側）にエンジン特性を設定したならば、ノッキングが発生する。そして、遅れ角度が $120^{\circ} - 150^{\circ}$ の範囲では、図3の3本の特性曲線はいずれもノッキングを起こす可能性がある領域には存在していない。但し、遅れ角度と膨張比との組み合わせにより、ノッキングを起こす可能性がある領域に存在するか否かが定まるため、遅れ角度が $70^{\circ} - 120^{\circ}$ であっても膨張比如何によってはノッキングは起こさない。

【0028】次に、図3を参照して、図1の実施例における遅れ角度と膨張比、圧縮比の関係について説明する。図3において、符号 $1 - 2$ 間は吸気行程、符号 $2 - 2'$ 間は下死点後に吸気弁が開いている行程すなわち遅れ角度に対応する行程であり、符号 $2 - 2'$ 間の行程では吸気弁が開放しているため、シリンダ内の混合気が吸気系に押し出されてしまう。この際に図示の例では、吹き返し吸気冷却用クーラ5により、該押し出された混合気（吹き返し吸気）を冷却している。

【0029】符号 $2' - 3$ は圧縮行程、符号 $3 - 4$ は燃焼行程、符号 $4 - 5$ は膨張行程、符号 $5 - 7$ は排気行程である。ここで、図1の実施例では遅れ角度が従来のものに比較して極めて大きいので、符号 $2 - 2'$ の行程が長くなり、それに対応して符号 $2' - 3$ の圧縮行程は短くなる。一方、符号 $4 - 5$ の膨張行程は従来の遅閉じ方式の場合と同様である。その結果、図1の実施例では、符号 $4 - 5$ （図3）の膨張行程が符号 $2' - 3$ の圧縮行程に比較して十分に長く、ノッキングしない範囲に圧縮比を抑えつつ、膨張比を向上することが出来るのである。

【0030】この様な作用効果は、遅れ角度を $40^{\circ} - 70^{\circ}$ に限定していた従来の遅閉じ方式を採用したエンジンでは得ることが出来ない。その程度では図3の符号

$2 - 2'$ の行程が比較的短く、符号 $2' - 3$ の圧縮行程が比較的長くなってしまからである。

【0031】図4は、遅れ角度と熱損失との関係を示しており、シミュレーションにより作成されている。ここで、特性曲線のプロットと膨張比との関係等は、図2と同様である。図4から明らかな様に、遅れ角度が $100^{\circ} - 150^{\circ}$ の範囲で、熱損失の極小値（最小値）を得ることが出来た。

【0032】図示の実施例では、理論空燃比で燃焼するガスエンジンについて説明されているが、本発明はそれに限定されるものではなく、希薄燃焼タイプของガスエンジンにも適用出来る。また、ガスエンジンのみならず、ディーゼルエンジン、ガソリンエンジン、その他、ミラーサイクルが実施できるエンジンであれば、全て適用可能である旨をも付記する。

#### 【0033】

【発明の効果】以上の説明した様に、本発明のミラーサイクルガスエンジンによれば、吸気弁閉時期が下死点後 $70^{\circ}$ から $150^{\circ}$ で膨張比が $12 - 20$ （好ましくは、遅れ角度が $70^{\circ} - 140^{\circ}$ で膨張比が $12 - 16$ か、遅れ角度が $100^{\circ} - 150^{\circ}$ で膨張比が $14 - 18$ か、或いは、遅れ角度が $110^{\circ} - 150^{\circ}$ で膨張比が $16 - 20$ ）に設定した結果、従来の遅閉じ方式における吸気弁閉時期の限定とは無関係に、最適な遅れ角度を選択することが可能となった。

【0034】また、本発明では遅れ角度が極めて大きいため、膨張比が大きくなっても圧縮比はそれ程高い数値とはならず、ノッキングを起こさない範囲に圧縮比を押さえつつ、膨張比を大きくして効率改善することが可能となる。

【0035】さらに、本発明において吹き返し吸気冷却手段を設ければ、体積効率が向上し、熱効率がより一層向上する。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示すブロック図

【図2】図1の実施例の作用を示す遅れ角度と効率との特性図。

【図3】図1の実施例の燃焼サイクルを示すPV線図。

【図4】図1の実施例の作用を示す遅れ角度と熱損失との特性図。

【図5】早閉じミラーサイクルのバルブリフト特性図。

【図6】ロータリバルブを用いた従来の早閉じミラーサイクルエンジンを示すブロック図。

【図7】早閉じミラーサイクルのPV線図。

【図8】遅閉じミラーサイクルのバルブリフト特性図。

#### 【符号の説明】

1・・・エンジン

2・・・吸気管

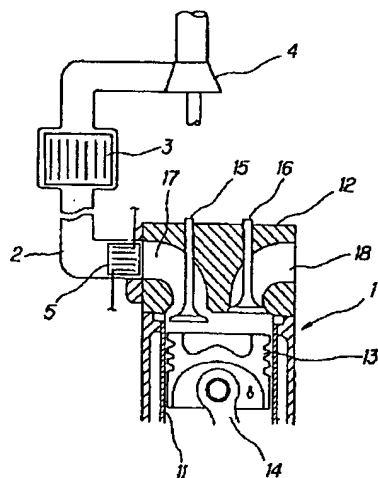
3・・・インタクーラ

4・・・ターボチャージャ

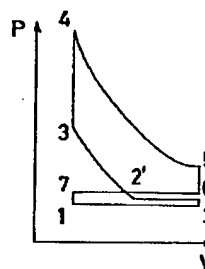
5、5 A、5 B・・・吹き返し吸気冷却用クーラ  
 6・・・ロータリバルブ  
 11・・・シリンダ  
 12・・・シリンダヘッド  
 13・・・ピストン

15・・・吸気弁  
 17・・・吸気ポート  
 20・・・吸気マニホルド  
 32・・・気筒  
 34・・・シリンダブロック

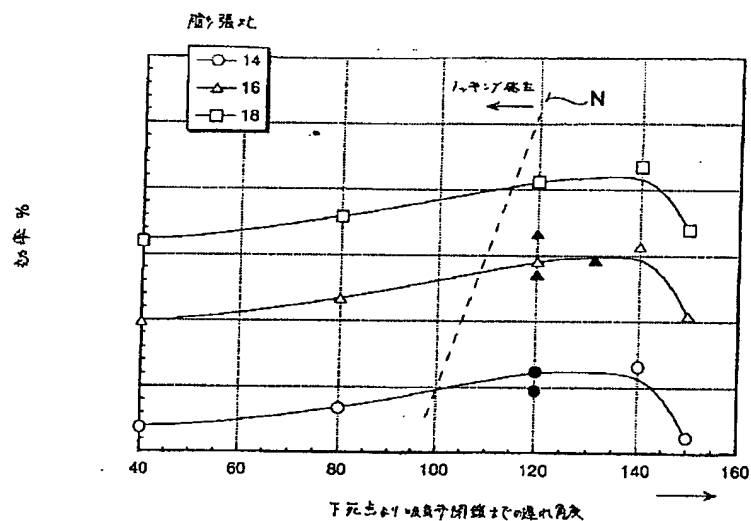
【図1】



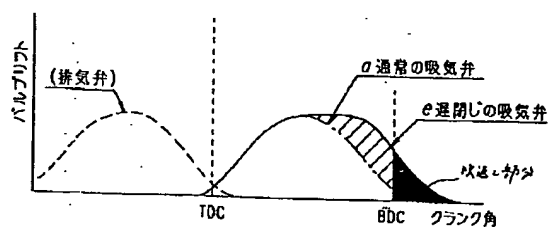
【図3】



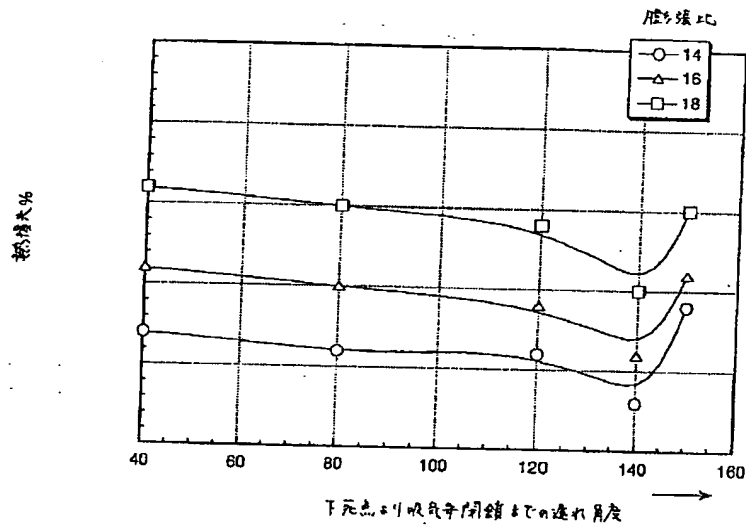
【図2】



【図8】

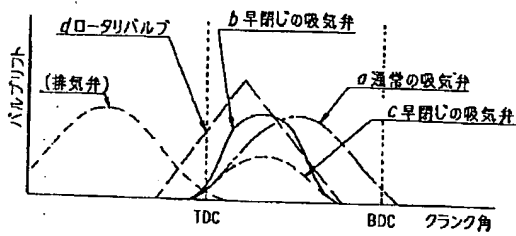


【図4】



【図5】

【図6】



【図7】

